

2018 年モデル N-BOX 用 CVT

New CVT for 2018 Model Year N-BOX

薮澤 英夫*

Hideo NIRASAWA

畝山 俊和*

Toshikazu UNEYAMA

要 旨

2011 年に量産を開始した軽自動車用 CVT の基本骨格をもとに、高効率化を主目的に新 CVT の開発をおこない、2018 年モデル N-BOX に搭載した。

本 CVT は 2 系統吐出オイルポンプシステム、新 CVT フルードの採用およびプーリピストン径の拡大によるオイルポンプ仕事量の低減と、油面低減によるかくはん抵抗削減などの各部フリクション低減により伝達効率向上を図った。これらの技術により 2012 年モデル N-BOX 用 CVT に対して伝達効率を 2% 向上させた。

また駆動力を目標とするパワートレイン協調制御および新変速制御である G-design Shift 制御の採用により、ドライバの要求に素早く反応し、高い加速度の維持を実現することで爽快な走りを達成した。

ABSTRACT

A new CVT was developed based on the basic structure of the K-car CVT that started mass production in 2011, mainly with the goal of increasing efficiency. This new CVT was equipped on the 2018 model N-BOX.

The new CVT reduces oil pump workload with the dual-rotor oil pump system, new CVT fluid, and enlarged pulley piston diameters, and enhances transmission efficiency with reduced friction in various areas, including reduced stirring resistance due to decreased oil levels. With these technologies, transmission efficiency was enhanced by 2% over the 2012 model N-BOX CVT.

In addition, powertrain cooperative control has been adopted for better traction, together with the new shift control logic, G-design Shift logic. These changes provide quick response to driver demands and maintain high acceleration to achieve an exhilarating driving experience.

1. まえがき

近年、ますます地球温暖化等の環境問題が注目されており、自動車が排出する CO₂ の削減要求も一段と高まっている。燃費性能向上における変速機の果たす役割は大きく、またドライバに走る楽しさをもたらすドライバビリティも変速機の性能が多分に寄与する。

Honda は 1996 年モデルの CIVIC を皮切りに⁽¹⁾、省燃費性能と走る楽しさを両立する CVT の採用を拡大してきた。現在では海外向けも含め小型車⁽²⁾、中型車⁽³⁾のガソリンモデルに幅広く適用されている。

国内の軽自動車用としては、平行軸歯車式 1 次減速機構を特徴とした軽量でコンパクトな CVT を開発し⁽⁴⁾、2012 年モデル N-BOX への適用以降、順次搭載機種を拡大し軽自動車の省燃費化に貢献してきた。

* 四輪 R&D センター

今回 N-BOX のフルモデルチェンジにあたり、従来の軽自動車用 CVT の基本骨格をもとに、さらなる軽量化、伝達効率向上を実現しつつ、走る楽しさを進化させた新 CVT を開発した。本稿ではその基本構造および主要技術について紹介する。

2. 開発のねらい

新たに軽自動車用 CVT を開発するにあたり、下記項目を開発のねらいとした。

- (1) 油圧低減をはじめとしたオイルポンプ仕事量の低減と各部フリクション低減による伝達効率の向上
- (2) パワートレイン協調制御と CVT 変速制御の進化によるドライバビリティの向上

3. 主要諸元と基本構造

2018 年モデル N-BOX 用 CVT (以下、本 CVT) と 2012 年モデル N-BOX 用 CVT (以下、従来 CVT) を比較した主要諸元を Table 1 に示す。また、本 CVT の外観図を Fig. 1、主断面を Fig. 2 に示す。プーリ軸間距離やプーリ部減速比は従来 CVT と同一設定とし、最終減速比については車体軽量化に合わせ従来 CVT に対しハイレシオ化させた。

軸配置については従来 CVT と同様とし、無段変速機構の上流に平行軸式の 1 次減速機構を備え、2 次減速機構を廃止した 4 軸構成とした。ケース構成についてもトランスミッションケースとトルクコンバータケースの 2 点からなるシンプルな構成を踏襲しつつ、新しい油圧制御システムやプーリ径拡大に対応させる変更をおこなった。

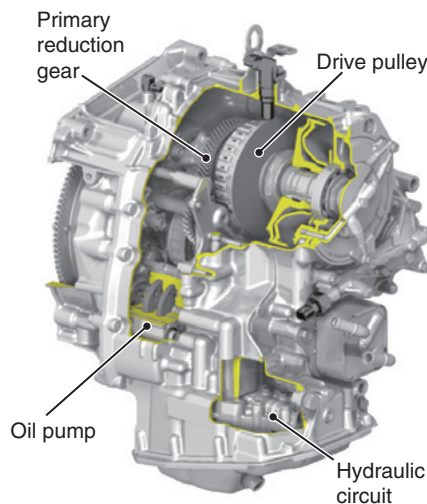


Fig. 1 Appearance of new CVT

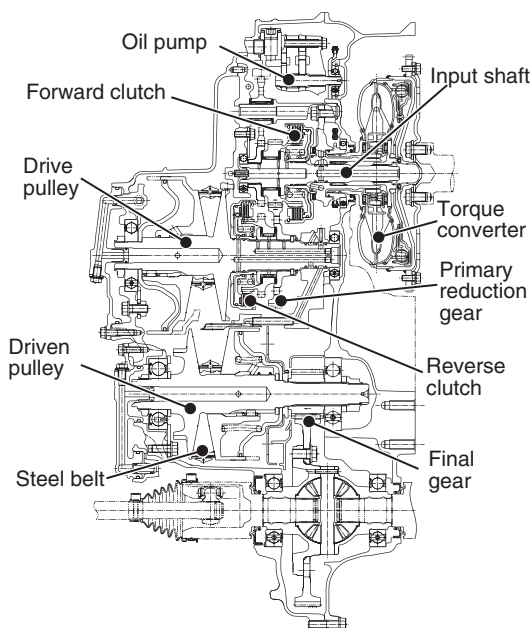


Fig. 2 Main section of new CVT

Table 1 Specifications (NA model)

			2012 model year N-BOX	2018 model year N-BOX
Ratio	Primary reduction	Forward	1.605	1.605
		Reverse	1.187	1.290
	Pulley (low – overdrive)		2.293 - 0.420	2.293 - 0.420
	Final gear		5.176	4.318
Dimension	Overall length [mm]		344.5	344.5
	Pulley axis distance [mm]		147	147
Weight (Wet) [kg]			59.6	56.9

本 CVT に組み合わされるエンジンには自然吸気 (NA) 仕様とターボチャージャ (TC) 仕様の 2 種類があり、トルクコンバータ、前進用一次減速比と最終減速比の違いで対応する。

4. 伝達効率向上

CVT の伝達効率低下要因において、金属ベルトフリクション、オイルポンプ駆動に伴う損失および、かくはん抵抗の三つの占める割合が大きい。本 CVT においては、2 系統吐出オイルポンプシステム、新 CVT フルードの採用、およびプーリピストン径拡大によりオイルポンプ吐出圧を下げ、ポンプ駆動トルクを低減した。また油面を低下させることでかくはん抵抗を減らし、伝達効率向上を図った。

4.1. 2 系統吐出オイルポンプシステム

本 CVT では 2 対のロータを備えたオイルポンプと、切替バルブおよび切替制御用ソレノイドを備えた油圧回路からなる 2 系統吐出オイルポンプシステムを採用し、オイルポンプ駆動トルクの低減を実現した。

4.1.1. 動作原理と油圧回路

Fig. 3(a) に従来システムのオイルポンプにおけるエネルギー損失の概念図を示す。オイルポンプの吐出圧であるライン圧は運転条件により決まる必要油圧をまかなえるように制御されている。従来のシステムでは全吐出量を一旦ライン圧まで昇圧し、順次減圧してプーリ側圧、クラッチ圧、トルクコンバータ圧、潤滑圧を調圧するため、特に高油圧が必要な運転条件では損失が大きかった。

本システムでは、従来 1 系統だった吐出を 2 系統に分け、一方からは直接低圧の潤滑圧を吐出させることで Fig.

3(b) に示すようにオイルポンプ仕事量の低減を可能とした。具体的には Fig. 4 に示す油圧回路の通り、独立した吐出油路を持つ2対のオイルポンプロータを配し、一方のメインロータの吐出は常にメインレギュレータバルブによりライン圧に調圧される。他方のサブロータは吐出油路中の切替バルブにより、メインレギュレータバルブに送られライン圧に調圧される状態と、潤滑レギュレータバルブに送られ潤滑圧に調圧される状態を選択できる構造とした。急変速時などプリー側圧に高圧大流量が必要な運転状況では、両方のロータの吐出をライン圧とすることで十分な吐出量を確保し、定常運転や緩加速中はサブロータの吐出を潤滑圧とすることで損失の低減を図る。

以下、サブロータの吐出をメインレギュレータバルブでライン圧に調圧する状態を高圧モード、潤滑レギュレータバルブで潤滑圧に調圧する状態を潤滑モードと呼ぶ。

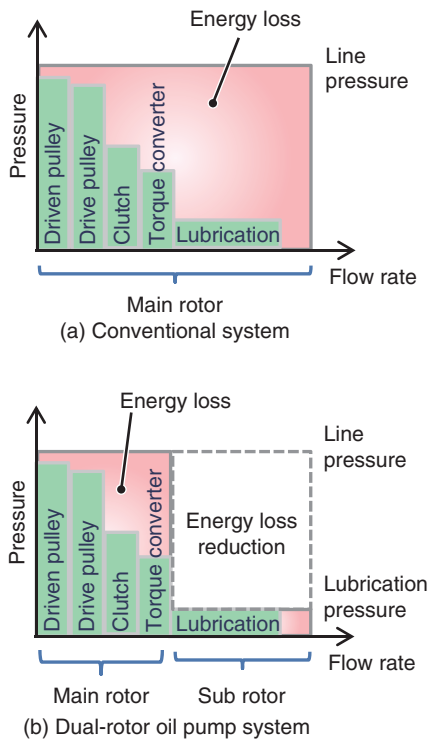


Fig. 3 Concept of energy loss reduction

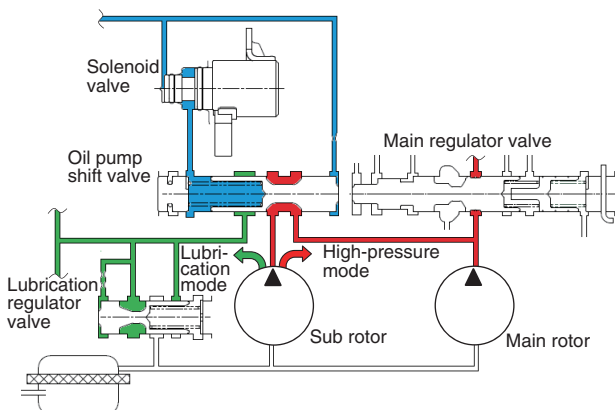


Fig. 4 Hydraulic circuit

4.1.2. オイルポンプの構造と仕様

Fig. 5 にオイルポンプの構造を示す。メインロータおよびサブロータを単一のオイルポンプ内にプレートと呼ばれる隔壁を挟んで配置し、2対のロータを1本のシャフトで駆動するコンパクトな構造とした。吸入口は共用とし、それぞれのロータに対応する独立した吐出口を設置した。

メインロータおよびサブロータの理論吐出量は、実吐出量の合計を従来システムと同等とすることと、極力省燃費効果を高めることをねらいとして、以下のように設定した。

実吐出量が同等となるメインロータ、サブロータの理論吐出量の組合せにおいて、メインロータの理論吐出量が過小であれば潤滑モードにおける駆動トルクは小さくなるものの、後述する収支判定により、潤滑モードで走行できる頻度が少なくなるため、省燃費効果は小さい。一方でメインロータの理論吐出量が過大な場合、潤滑モードで走れる頻度は増加するが、その時の駆動トルクの低減量は小さく、やはり大きな省燃費効果は得られない。

吐出量を設定するうえで、実吐出量の合算が従来のオイルポンプと同等となるメインロータとサブロータの理論吐出量の組合せにおける、定められた走行モードでのオイルポンプ駆動に要する仕事量を算出した。その結果を Fig. 6 に、メインロータ理論吐出量に対する従来システムとの仕

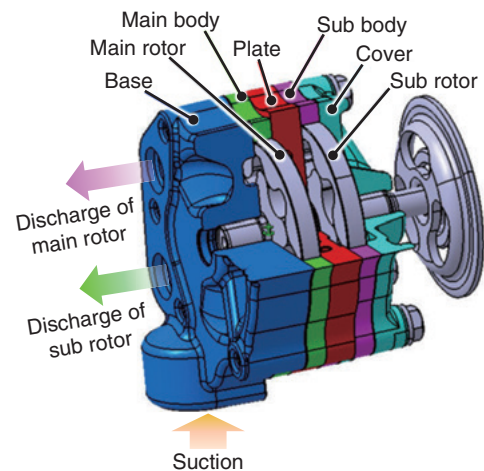


Fig. 5 Construction of dual-rotor oil pump

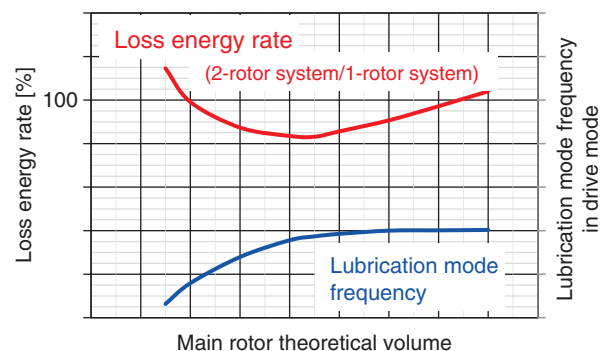


Fig. 6 Setting of oil pump volume

事量低減率および、潤滑モードで運転可能な時間頻度として示す。本 CVT では、組み合わせの中で仕事量が最小となる理論吐出量を選択することで、必要な吐出量の確保と燃費性能向上の両立を図った。

Fig. 7 に一例としてライン圧を 1 MPa で運転した場合のオイルポンプ駆動トルクを示す。潤滑モードでは従来に比べ約 30% の駆動トルク低下が得られた。

4.1.3. 吐出モード切替制御

高圧モードと潤滑モードの切り替えは、運転状態における流量収支を常時計算し、その結果に応じてモードを切り替える制御を採用した。

具体的にはメインポンプの吐出量が、変速に要するプーリ側圧流量、必要トルクコンバータ流量、各部のリーク量の総和に対し十分上回っている場合は潤滑モードとし、不足する場合は高圧モードとする制御を実施する (Fig. 8)。

4.2. 新 CVT フルード

本 CVT では、2013 年モデル中型車用 CVT から順次採用してきた新 CVT フルード⁽³⁾を採用した。その高い金属摩擦係数の効果によりトルク伝達に必要なベルトクランプ力を低下させ、ライン圧を低減させた。

4.3. プーリピストン径拡大

システムの最大圧は運転状況によりドライブプーリ側圧

もしくはドリブンプーリ側圧のいずれかになる設定であるが、ドライブプーリのピストン径拡大によるドライブプーリ側圧の低減は、特に定常走行中のライン圧低減に効果的である。本 CVT では、ドライブプーリのピストン外径を $\phi 150$ から $\phi 160$ に拡大し、およそ 15% の受圧面積拡大をおこなった。前述の新 CVT フルードによるクランプ力低減効果や、CAE を用いて効果的に応力を低減させることで (Fig. 9)、ピストン径の拡大と軽量化の両立を達成した。

4.4. オイルポンプ駆動トルク低減効果

Fig. 10 に 60 km/h 定常走行におけるオイルポンプ駆動トルク低減効果を示す。2 系統吐出オイルポンプシステムの採用による損失の低減と、新 CVT フルードの採用およびドライブプーリピストン径拡大によるライン圧低減により同条件のオイルポンプ駆動トルクを約 37% 低減した。

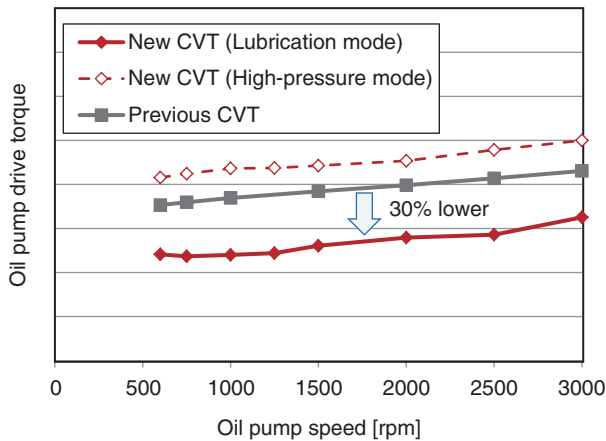


Fig. 7 Oil pump drive torque characteristic

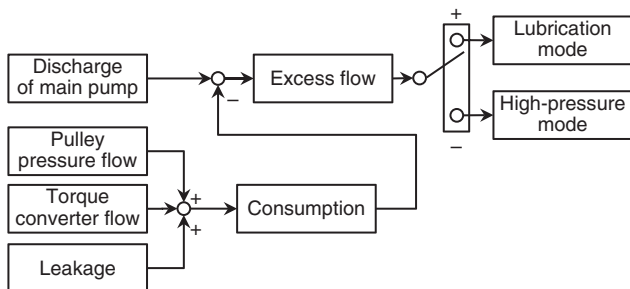
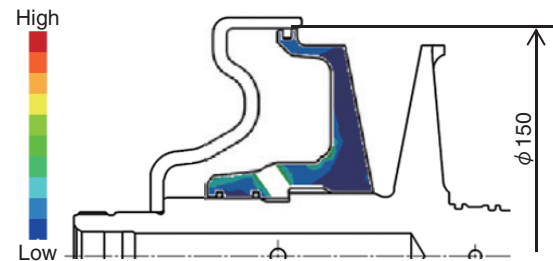
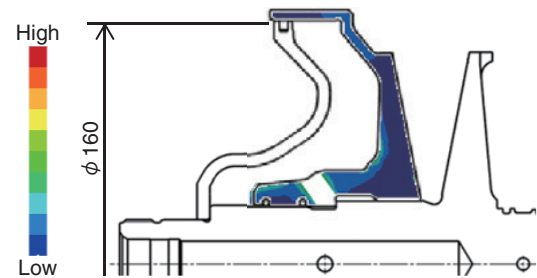


Fig. 8 Judgment of flow balance



(a) Previous CVT



(b) New CVT

Fig. 9 Drive pulley construction and stress contour

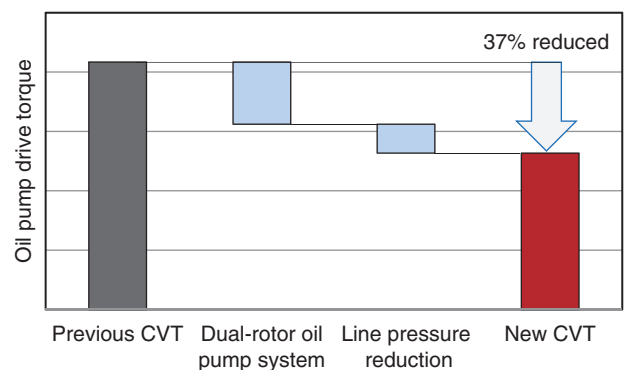


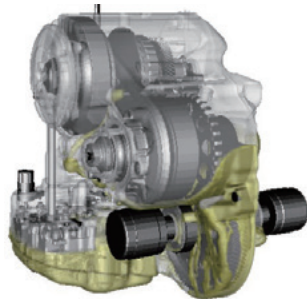
Fig. 10 Reduction of oil pump drive torque

4.5. フリクション低減

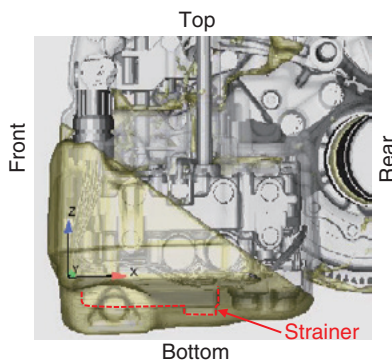
その他回転しゅう動部となるオイルシールおよびシールリングについては低フリクションタイプに変更するとともに、油面を低減することでギヤのかくはん抵抗低減をおこない、各部のフリクション低減を図った。

油面低減はかくはん抵抗を減少させる反面、加減速時や左右旋回時に変速機内でオイルが偏った際にストレーナから空気を吸入し油圧低下を引き起こす懸念がある。オイルがギヤの掻き揚げや慣性力により、変速機内の複雑な形状の隙間を移動する様子を正確に予測するのは容易ではない。従来の開発においては油面高さストレーナの吸い口位置の設定は実験による確認が必要であった。

本開発では設計段階でギヤによるオイルかくはんとエアの巻き込みをモデル化したCFD^{(5), (6)}をおこない、加減速や左右旋回時の変速機内のオイル挙動を予測し、ストレー



(a) Fluid sloshing by gears



(b) Fluid shift during deceleration

Fig. 11 Simulated trajectory of new CVT fluid

ナ吸い口位置および必要油量を効率的に適正化し約 5 mm の油面低減をおこなった。Fig. 11(a) にギヤおよびプーリによるオイルかくはんの様子を解析した結果と Fig. 11(b) に減速時に慣性力でオイルが偏った様子を解析した結果を示す。

Fig. 12 に新旧 CVT の車速別定常走行条件での伝達効率を示す。これまで述べた技術により定常走行における伝達効率を 2% 向上させた。またプーリシャフトの軽量化や油量削減などにより CVT の重量を約 2.7 kg 低減した。

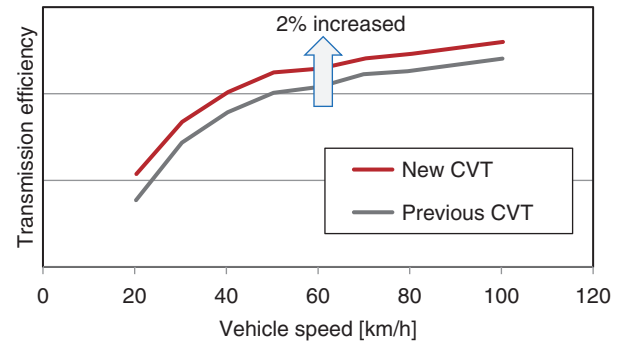


Fig. 12 Increased transmission efficiency

5. ドライブビリティ向上

本 CVT ではドライブフィール向上を目的に、駆動力を目標値とするパワートレイン協調制御およびドライバの要求に素早く反応し、高く伸びのある加速感を維持する新変速制御 (G-design Shift 制御) を採用した。これらの制御をドライバの感覚に合うように最適設計することで、爽快でスポーティなドライブフィールを達成した。

5.1. パワートレイン協調制御

Fig. 13 に従来のドライブバイワイヤ協調制御および新たに採用した駆動力を目標値とするパワートレイン協調制御の制御構造を示す。従来制御では、アクセルペダル開度に応じたスロットル開度となるため、CVT のレシオ変化に

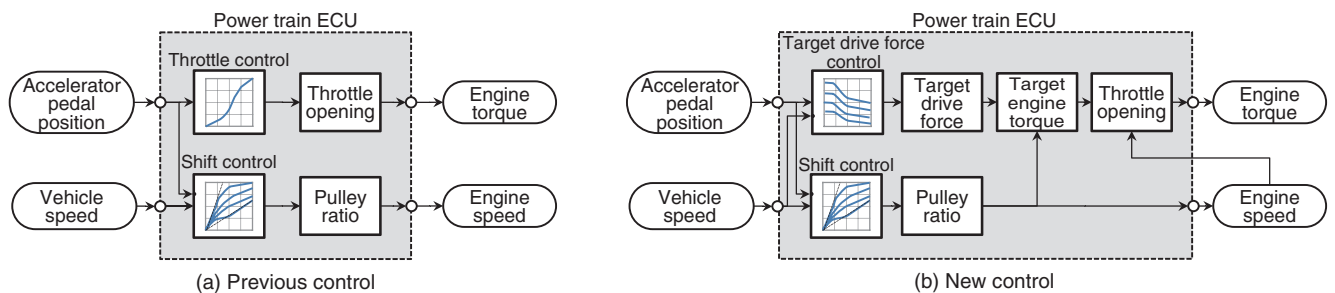


Fig. 13 Schematic diagram of cooperative control

よりエンジン回転が上昇すると、エンジン負荷が下がることで発生トルクが低下し、加速に伴い徐々に加速度が低下する傾向を示していた。

本 CVT では、駆動力を目標値とするパワートレイン協調制御を採用することにより CVT のレシオ変化に応じてエンジントルク出力が決定されるため、回転上昇によるエンジントルク低下の抑制が可能となった。

5.2. G-design Shift 制御

G-design Shift 制御では、ドライバーが操作したアクセルペダル開度およびアクセルペダルの踏み込み速度から明確な加速意志があると判定した場合、専用の変速特性に切り替えることで素早い反応と高い加速度を維持する変速特性とした。

5.3. 発進加速時の伸び感

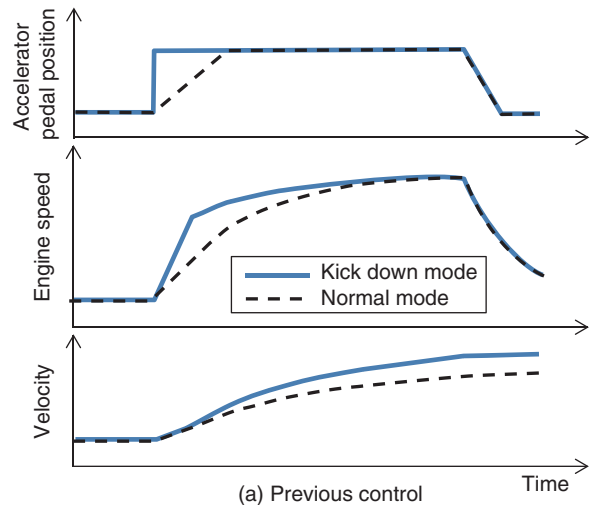
停止中など低車速域からの発進において、ドライバーの加速意志判定に応じて発進専用の変速特性に切り替え、エンジン回転上昇が継続していく変速特性とし、高い加速度を維持する伸びやかな発進加速性能を実現した (Fig. 14)。

5.4. キックダウン加速時のダイレクト感

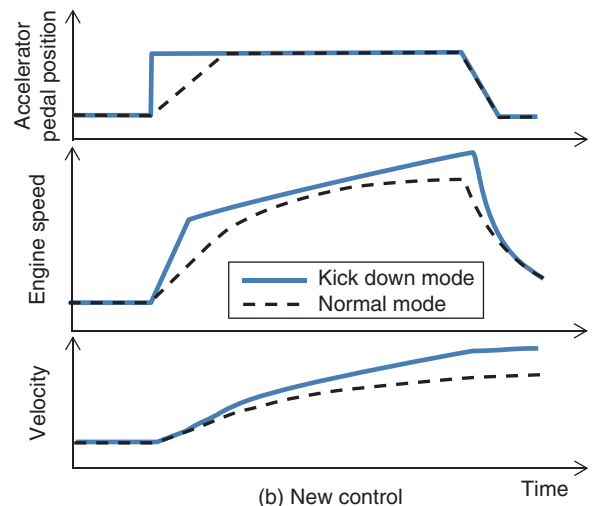
本 CVT では、キックダウンによるステップ変速後の変速特性を見直した。Fig. 15 に新旧の変速特性のイメージ図を示す。従来制御では、キックダウンによるステップ変速後は、通常モードの変速特性に収束させる変速制御としていたが、本 CVT ではキックダウンによるステップ変速後の変速特性を専用設定とし、車速とエンジン回転数が同期して上昇していく変速特性とした。

ステップ変速後の変速特性は、アクセルペダル開度に応

じてエンジン回転数が上昇する傾きを最適設計し、直線的にエンジン回転が吹け上がるダイレクト感と高い加速度を維持する加速性能を実現した (Fig. 16)。



(a) Previous control



(b) New control

Fig. 15 Kick down shift control

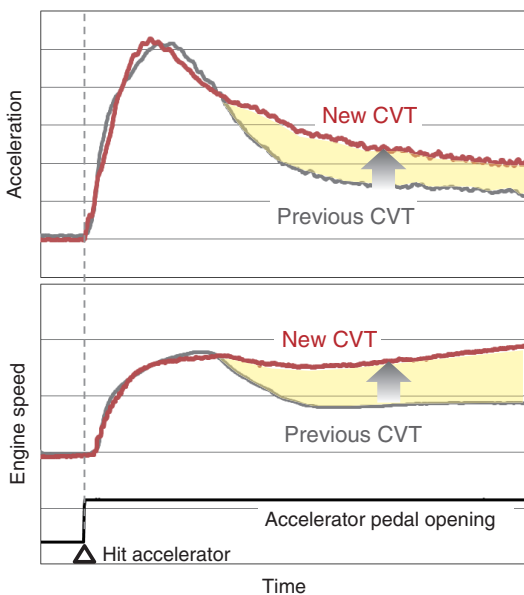


Fig. 14 Launch acceleration characteristics

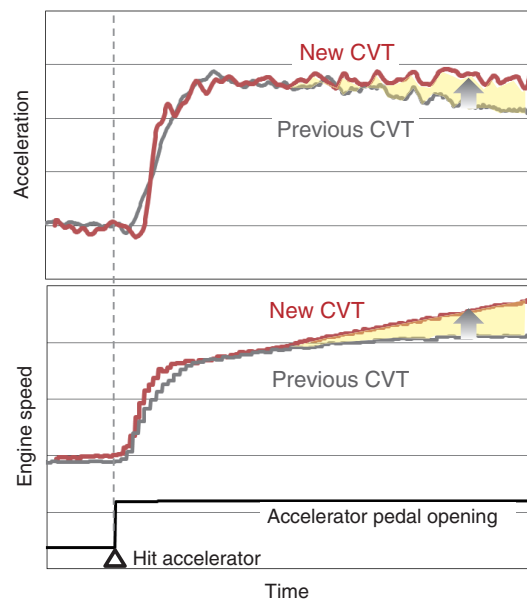


Fig. 16 Kick down characteristics

6. まとめ

軽自動車用 CVT の開発をおこない、下記の結果を得た。

- (1) 2 系統吐出オイルポンプをはじめとした伝達効率向上技術により、効率 2% 向上を達成した。
- (2) パワートレイン協調制御と新変速制御により、ドライバの感覚に合った加速フィーリングを実現した。

参考文献

- (1) 大藪耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.21-33
- (2) 神田知幸, 戸塚博彦, 大沼正志, 首藤憲正, 平田智宏, 小形卯京: グローバル小型車用新 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.26, No.1, p.40-45
- (3) 犬飼浩一郎, 柴原章宏, 村上康則, 内野雄之, 小島三千夫, 西山恵似地: 中型車用 新型 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.2, p.47-52
- (4) 中村敬, 羽生恵一, 小西康一: 軽自動車用新型 CVT の開発, Honda R&D Technical Review, Vol.24, No.1, p.21-26
- (5) 三枝大城, 河合信治: 自動車用トランスミッション内部の潤滑性能予測技術, Honda R&D Technical Review, Vol.25, No.2, p.125-130
- (6) Saegusa, D., Kawai, S.: CFD Analysis of Lubricant Fluid Flow in Automotive Transmission, SAE Technical Paper, 2014-01-1772, (2014)

■ 著 者 ■



荻澤 英夫



畝山 俊和